

УДК 629.01

## ФОРМУВАННЯ МОМЕНТУ ОПОРУ І БУКСУВАННЯ НА ВЕДУЧОМУ КОЛЕСІ ТРАКТОРА

Калінін Є.І., к.т.н., доцент

*Харківський національний технічний університет  
сільського господарства імені Петра Василенка*

*В роботі наведено результати теоретичних досліджень з впливу нерівномірності моменту опору на енергетичну установку машино-тракторного агрегату та на швидкісні показники останнього. Встановлено, що зі збільшенням швидкості руху значно підвищується нерівномірність опору на ведучому колесі трактора, що значно погіршує його тягово-енергетичні показники.*

**Вступ.** Робота тракторного агрегату в умовах сільськогосподарського виробництва супроводжується безперервними коливаннями навантаження. Коливання навантаження передаються на двигун і викликають зміну швидкості обертання його колінчастого валу і швидкості поступального руху трактора. При зростанні величини імпульсів швидкість знижується і агрегат рухається з уповільненням, а при зменшенні їх – швидкість збільшується і агрегат рухається з прискоренням (розгін). Параметром, що найбільш повно відображає умови роботи агрегату, є момент опору на ведучому колесі трактора.

**Аналіз останніх досліджень.** Коливання моменту опору є основною причиною підвищення буксування рушіїв при роботі на несталому режимі [1, 2]. Окрім того, у наукових засадах підвищення ефективності машинно-тракторних агрегатів, створених працями Л.Е. Агєєва, В.Я. Аніловича, В.Н. Волошина, В.В. Гуськова, Г.М. Кутькова, Н.Г. Кузнєцова, Г.Г. Колобова і ін. детально розглянуті питання впливу швидкості руху МТА на коефіцієнт буксування, опір перекочування, параметри коливань вертикальних і горизонтальних навантажень трактора і на якість технологічного процесу [3 – 5]. Проте, у більшості робіт вказані показники мали стаціонарний у часі характер, на відміну від його змінного стохастичного характеру, а вся трансмісія розглядалась як суцільний жорсткий елемент.

**Метою роботи** є дослідження впливу пружної ланки в приводі ведучих коліс на нерівномірність моменту опору і буксування рушіїв при підвищенні швидкості руху.

**Результати досліджень.** Для дослідження динамічних процесів при роботі тракторних агрегатів використовують метод еквівалентних мас, сутність якого полягає в заміні реального агрегату його динамічною моделлю.

Динамічна схема машинно-тракторного агрегату з пружним зв'язком в приводі ведучих коліс представлена на рис. 1., де  $I_1 + I_2 = I_n$  – моменти інерції рухомих частин двигуна і обертових частин трансмісії, що приведені до валу муфти зчеплення;  $I_3$  – приведений до ведучих коліс момент інерції агрегату від поступального руху;  $M_0$  – крутний момент двигуна;  $M_\phi$  – момент тертя муфти зчеплення;  $M_e$  – момент опору на ведучому колесі трактора;  $M_f, M_c$  – моменти опору пересуванню трактора і знаряддя;  $\omega_1, \omega'_2, \omega_2, \omega_3$  – кутові швидкості колінчастого валу двигуна, переднього і заднього кінців валу трансмісії, умовного валу трактора.

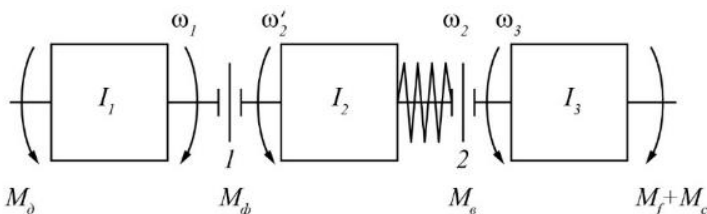


Рис. 1 – Динамічна схема МТА з пружним зв'язком

Муфти 1 і 2 імітують муфту зчеплення трактора і рушій, який взаємодіє з ґрунтом.

При рушанні агрегату спочатку розганяються маси, що обертаються, які кінематично пов'язані з первинним валом трансмісії, а потім поступово-рухомі маси. Після припинення буксування муфти зчеплення 1 рух системи можна описати двома рівняннями:

$$\left( C\phi + K \frac{d\phi}{dt} \right) i_{mp} = I_n i_{mp} \frac{d\omega'_2}{dt} + M_e, \quad (1)$$

$$M_e = I_3 \eta_6 \frac{d\omega}{dt} + M_f + M_c, \quad (2)$$

де  $C$  і  $K$  – жорсткість і коефіцієнт демпфування трансмісії трактора;  $i_{mp}$  і  $\eta_6$  – передавальне число трансмісії і ККД буксування;  $\eta_6 \omega = \omega_3$  – співвідношення між кутовими швидкостями згідно динамічної схеми МТА.

Припустимо, що складові тягового балансу моменти опору  $M_e, M_f$  і  $M_c$  змінюються за гармонійним законом. Характеристику пружного елемента приймаємо прямолінійною, тобто кут закручування його пропорційний до діючого моменту:

$$M = c\phi_y,$$

де  $C$  – жорсткість пружного елемента;  $\phi_y$  – кут закручування пружного елемента.

Опір демпфера приймаємо пропорційним швидкості закручування:

$$M = k_o \frac{d\phi_y}{dt},$$

де  $k_o$  – коефіцієнт опору демпфера.

Кут закручування пружного елемента  $\phi_y$  представимо як суму попереднього кута закручування  $\phi_0$  і змінного  $\phi_n$ . Попередній кут закручування створюється постійної складової моменту опору на ведучому колесі трактора:

$$M_{o0} = \left( C\phi_0 + K \frac{d\phi_0}{dt} \right) i_{mp}. \quad (3)$$

З огляду на сказане, рівняння (1) і (2) перетворимо до виду:

$$i_{mp} I_n \frac{d\omega'_2}{dt} = \Delta M \sin 2\pi ft - \left( C\phi_n - k_o \frac{d\phi_n}{dt} \right) i_{mp}; \quad (4)$$

$$\eta_o I_3 \frac{d\omega_2}{dt} = \left( C\phi_n + k_o \frac{d\phi_n}{dt} \right) i_{mp}, \quad (5)$$

де  $\Delta M$  – амплітуда коливань моменту опору;  $f$  – частота коливань моменту опору.

Розділивши вираз (4) на  $i_{mp} I_n$ , а (5) на  $\eta_o I_3$  і взявши їх різницю, отримаємо:

$$\frac{d\omega'_2}{dt} - \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{\Delta M \sin 2\pi ft}{i_{mp} I_n} - \left( \frac{1}{I_n} + \frac{i_{mp}}{\eta_o I_3} \right) C\phi_n - \left( \frac{1}{I_n} + \frac{i_{mp}}{\eta_o I_3} \right) k_o \frac{d\phi_n}{dt}. \quad (6)$$

Ліва частина рівняння (6), що представляє різницю прискорень переднього і заднього кінців валу трансмісії, є не що інше як їх відносне прискорення, тобто прискорення закручування пружного елемента. Після перетворень, рівняння (6) набуде вигляду:

$$\frac{d\omega_y}{dt} + 2h \frac{d\phi_n}{dt} + \beta^2 \phi_n = \frac{\Delta M}{i_{mp} I_n} \sin 2\pi ft, \quad (7)$$

$$\text{де } 2h = \left( \frac{1}{I_n} + \frac{i_{mp}}{\eta_o I_3} \right) k_o; \quad \beta^2 = \left( \frac{1}{I_n} + \frac{i_{mp}}{\eta_o I_3} \right) C.$$

Отримане диференційне неоднорідне рівняння визначає закон закручування пружного елемента. Цей закон представляє вимушені коливання від збурюючого гармонійного моменту. Рівняння має розв'язок:

$$\phi = A_M \sin(2\pi ft - \varepsilon), \quad (8)$$

де  $A_M$  – амплітуда вимушених коливань;  $\varepsilon$  – зсув фази коливань в порівнянні з фазою збурюючого моменту.

Виключимо з прийнятого рівняння демпфер, тобто  $k_o = h_n \theta$ . Тоді, підставивши значення  $\phi$  в рівняння (4), визначимо кутову швидкість

$$\omega_2 = \omega_o + \frac{\Delta M \cos 2\pi ft}{2\pi f I_n i_{mp}} \left[ 1 - \frac{C}{\sqrt{\beta^2 - (2\pi f)^2 f I_n}} \right], \quad (9)$$

де  $\omega_o$  – середня кутова швидкість.

З виразу випливає, що коливання частоти обертання валу двигуна ( $\omega_2 = \omega_o$ ), отже, і коливання поступальної швидкості руху, залежать від амплітуди коливань моменту опору на ведучому колесі трактора, а також моментів інерції ведучої і веденої частин агрегату. При цьому амплітуда коливань кутової швидкості колінчастого валу залежить прямо пропорційно від амплітуди коливань моменту опору, в той час як її залежність від моменту інерції, виражається досить пологою кривою, особливо при більш високих значеннях моменту інерції.

Це означає, що збільшення моменту інерції системи, приведеного до маховика двигуна, не завжди може ефективно знижувати амплітуду коливань кутової швидкості колінчастого валу двигуна при зростанні амплітуди коливань навантаження. Амплітуда коливань моменту опору визначається з виразу (9):

$$\Delta M = \frac{\pi f \delta_v V_{cp} I_n i_{mp}^2}{r_k \eta_o \cos 2\pi ft \left[ 1 - \frac{C}{\sqrt{\beta^2 - (2\pi f)^2 f I_n}} \right]}, \quad (10)$$

де  $\delta_v V_{cp} = 2(\omega_2 - \omega_o) r_k \eta_o$  – добуток коефіцієнта нерівномірності і середньої швидкості руху агрегату.

Рівняння (10) показує, що збільшення швидкості поступального руху веде до підвищення нерівномірності моменту опору на ведучому колесі трактора. Так, розрахунки показують, що при жорсткості трансмісії з шинами ведучих коліс серійного трактора МТЗ-50, що дорівнює 420 кН·м/рад, збільшення швидкості руху з 1,50 до 3,86 м/с призводить до підвищення амплітуди коливань моменту опору на ведучому колесі з 0,154 до

0,565 кН·м, тобто збільшення швидкості в 2,47 рази підвищує амплітуду коливань моменту опору в 3,67 рази. Зниження жорсткості трансмісії з 420 до 50 кН·м/рад (в 8,4 рази) зменшує амплітуду коливань моменту опору: при швидкості руху 1,56 м/с – з 0,154 до 0,112 кН·м, тобто в 1,38 рази, а при швидкості 3,86 м/с – з 0,565 до 0,286 кН·м (в 2 рази).

Таким чином, з підвищенням швидкості руху за рахунок впливу пружного елемента знижується інтенсивність росту нерівномірності моменту опору. Отже, з підвищенням швидкості руху роль пружної ланки як гасителя коливань в трансмісії трактора підвищується.

Оскільки зниження жорсткості трансмісії зменшує нерівномірність моменту опору і сприяє більш плавній передачі навантаження на опорну поверхню, то вибір жорсткості повинен бути таким, при якому загальне значення коливань моменту було б мінімальним. Як випливає з рівняння (10), при  $C = 0$  значення нерівномірності моменту опору буде мінімальним, але прийнята динамічна схема МТА в цьому випадку перетворюється в безінерційну систему. При  $\frac{C}{\sqrt{\beta^2 - (2\pi f)^2} f I_n} > 1$  величина  $\Delta M$  має від'ємне значення, тобто рух агрегату при заданій жорсткості з отриманою нерівномірністю моменту опору неможливий.

Отже, для зниження нерівномірності моменту опору на ведучому колесі трактора необхідно вибрати жорсткість пружних елементів за умови

$$1 > \frac{C}{\sqrt{\beta^2 - (2\pi f)^2} I_n f} > 0.$$

Встановлено, що підвищення буксування, зі збільшенням швидкості руху, в основному визначається абсолютною величиною і темпом зростання нерівномірності моменту опору на ведучому колесі трактора. Так, при середньому значенні тягового зусилля 5,5 кН і збільшенні швидкості руху від 1,5 до 3,4 м/с для пульсуючого навантаження буксування в 1,28...1,44 рази більше, ніж при стабільній. Отже, за рахунок зниження ступеня нерівномірності моменту опору можна зменшити буксування рушіїв і, таким чином, якщо не підвищити, то хоча б зберегти на заданому рівні тяговий ККД трактора зі збільшенням швидкості руху.

**Висновки:** Таким чином, в ході досліджень, отримана аналітична залежність, яка показує вплив жорсткості трансмісії і швидкості руху на нерівномірність моменту опору на ведучому колесі трактора. Встановлено, що зі збільшенням швидкості руху значно зростає нерівномірність моменту опору на ведучому колесі трактора, що погіршує тягово-зчіпні властивості агрегату. Виконані дослідження показують, що зниження приведеної жорсткості трансмісії трактора шляхом застосування в приводі ведучих

коліс гасителів коливань значно зменшує нерівномірність моменту опору. Зниження нерівномірності моменту опору дозволяє зменшити як абсолютне значення, так і інтенсивність росту буксування зі збільшенням швидкості руху.

## Література

1. Калінін Є.І. Частотно-динамічна математична модель тракторного агрегату з передачею крутного моменту до рушіїв сільськогосподарської машини / Є.І. Калінін // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2015. – Вип. 156. – С. 327-334.
2. Гуськов, В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов / В.В. Гуськов. – М.: Машиностроение, 1966. – 196 с.
3. Колобов, Г.Г. Тяговые характеристики тракторов / Г.Г. Колобов., А.П. Парфенов. – М.: Машиностроение, 1972. – 153 с.
4. Кузнецов, Н.Г. Влияние периодически применяющегося крюкового усилия на буксование / Н.Г. Кузнецов., В.В. Автономов // Механизация и электрификация сельского хозяйства, – 1973, – №1. – С. 34 – 36.
5. Кутьков, Г.М. Анализ источников генерации колебаний нагрузки на двигатель сельскохозяйственных тракторов. / Г.М. Кутьков, В.С. Пучков., А.И. Холин // Тракторы и сельхозмашины, – 1975, – №6. – С. 9 – 10.
6. Кутьков, Г.М. Тяговая динамика трактора / Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.
7. Калінін Є.І. Формування умови стійкості лінійної системи при випадкових збуреннях її параметрів / Є.І. Калінін, В.М. Романченко, Г.П. Юр'єва // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів – 2017. – № 7. – С. 100 – 108.
8. Калінін Є.І. Вплив нестационарності гакowego навантаження на буксування рушіїв колісного трактора / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, В.П. Мальцев // Системи обробки інформації – 2017. – № 5. – С. 27 – 30.

## Аннотация

### **ФОРМИРОВАНИЕ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ И БУКСОВАНИЯ НА ВЕДУЩЕМ КОЛЕСЕ ТРАКТОРА**

**Калинин Е.И.**

*В работе приведены результаты теоретических исследований по влиянию неравномерности момента сопротивления на энергетическую установку машинно-тракторного агрегата и на скоростные показатели*

*последнего. Установлено, что с увеличением скорости движения значительно повышается неравномерность сопротивления на ведущем колесе трактора, что значительно ухудшает его тягово-энергетические показатели.*

## **Abstract**

### **FORMING THE MOMENT OF RESISTANCE AND SLIPPING ON THE TRACTOR'S DRIVE WHEEL**

**Kalinin E.**

*The paper presents the results of theoretical studies on the effect of the unevenness of the moment of resistance on the power plant of the machine-tractor unit and on the speed characteristics of the latter. It is established that with increasing speed of movement, the unevenness of resistance on the tractor's driving wheel is significantly increased, which significantly worsens its traction and energy performance.*